

**Д. Р. ВАСИЛЬЧЕНКО, І. П. ГРЕЧКА, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ**

### **ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ АМПЛІТУД КОЛИВАНЬ НЕВРІВНОВАЖНОГО РОТОРА**

У статті наведено результати проведення дослідження коливальних характеристик спроектованої роторної системи, а саме побудовано амплітудно-частотні характеристики на різних діапазонах частот та при різних невірноважених масах. Висвітлюються основні етапи проведення динамічного аналізу в ANSYS на прикладі гармонійного аналізу. Визначено критичні частоти для невірноваженого ротора, при яких спостерігається резонанс. Проаналізовані значення амплітуд переміщень при критичних частотах та на робочій частоті при різних величинах дисбалансу. Побудований графік залежності амплітуди від величини дисбалансу на робочій частоті обертання насоса. Отримані значення порівняні з максимальною допустимою величиною зазору між роторною та статорною частинами насоса та з урахуванням цього визначені допустимі значення величин дисбалансу для спроектованого насоса. На основі дослідження розроблені практичні рекомендації щодо динамічного балансування насоса при визначеній допустимій величині дисбалансу.

**Ключові слова:** консольний насос, коливання ротора, критичні частоти, дисбаланс, балансування ротора, амплітудно-частотні характеристики, динамічний аналіз, гармонійний аналіз

**Д. Г. ВАСИЛЬЧЕНКО, И. П. ГРЕЧКА, А. В. ГРАБОВСКИЙ**

### **ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА**

В статье приведены результаты проведения исследования колебательных характеристик спроектированной роторной системы, а именно построены амплитудно-частотные характеристики на разных диапазонах частот и при различных неуравновешенных массах. Освещаются основные этапы проведения динамического анализа в ANSYS на примере гармонического анализа. Определены критические частоты для неуравновешенного ротора, при которых наблюдается резонанс. Проанализированы значения амплитуд перемещений при критических частотах и на рабочей частоте при различных величинах дисбаланса. Построен график зависимости амплитуды от величины дисбаланса на рабочей частоте вращения насоса. Полученные значения сравнены с максимальной допустимой величине зазора между роторной и статорной частями насоса и с учетом этого определены допустимые значения величин дисбаланса для спроектированного насоса. На основе исследования разработаны практические рекомендации по динамической балансировке насоса при определенной допустимой величине дисбаланса.

**Ключевые слова:** консольный насос, колебания ротора, критические частоты, дисбаланс, балансировка ротора, амплитудно-частотные характеристики, динамический анализ, гармонический анализ

**D. R. VASILCHENKO, I. P. GRECHKA, A. V. GRABOVSKIY**  
**NOMERICAL ANALYSIS OF UMBALANCED ROTOR**

The article presents the research results of the vibrational characteristics of the designed rotor system, namely, the amplitude-frequency characteristics are constructed in different frequency ranges and at various unbalanced masses. The main stages of conducting dynamic analysis in ANSYS are highlighted on the example of harmonic analysis. The critical frequencies for unbalanced rotor are determined at which resonance is observed. The values of the displacement amplitudes at critical frequencies and at the operating frequency under different imbalance values are observed. The plot of amplitude dependence is constructed on the imbalance magnitude at the pump operating frequency. The obtained values are compared with the maximum allowable gap between the rotor and stator pump parts, and with that in mind, the permissible values of the unbalance values for the designed pump are determined. On the basis of the research, practical recommendations for the pump dynamic balancing have been developed for a given permissible imbalance magnitude.

**Keywords:** cantilever pump, rotor oscillation, critical frequencies, imbalance, rotor balancing, amplitude-frequency characteristics, dynamic analysis, harmonic analysis

**Постановка проблеми.** На сьогодні при проектуванні насосів [1–13] виникають проблеми, що суперечать одна одній: бажання підвищити продуктивність та спростити конструкцію.

На вихідні характеристики насосів впливають різні чинники. Основними факторами, що визначають надійну, довговічну роботу відцентрового насоса, є: конструктивна схема, забезпечення зовнішньої герметичності, розрахунок проточної частини та інших елементів насоса, правильний підбір матеріалів основних деталей і якісне виготовлення, кваліфікований монтаж та експлуатація.

При проектуванні або модернізації насоса значну увагу приділяють його проточній частині. Від якості проектування і виготовлення проточної частини багато в чому залежить економічність (ККД) відцентрового насоса.

При проектуванні машин та механізмів із урахуванням процесів, що з ними відбуваються, та їх фізичної природи часто використовують цілий ряд

припущень. Такий вид моделювання процесів пов'язаний з тим, що математичний апарат, що повинен дозволити описати ці процеси, відсутній або настільки складний, що його застосування досить ускладнене громіздкими розрахунками, що потребують багато часу, та, як наслідок, унеможливорює проектування.

З іншої сторони, моделювання шляхом спрощення з кожним таким припущенням дає немало похибку на поточному етапі розрахунку. Таким чином, в результаті дослідження дуже важко судити про правдоподібність результатів зроблених при накопиченій похибці.

Тому одним із важливих завдань для конструктора є знайти баланс між спрощеною та реальною моделлю процесів у машині, що проектується. Засобами, що дають можливість вирішити цю проблему, є, з однієї сторони, вже розроблена теорія певних фізичних процесів (наприклад, теорія коливань), що дає їх математичний опис, та, з іншої сторони, пакет комп'ютерних про-

© Д. Р. Васильченко, І. П. Гречка, А. В. Грабовський, 2019

грам CAE для аналізу (ANSYS), що дає незамінну допомогу у виконанні громіздких розрахунків за певною математичною моделлю.

Саме для того, щоб перевірити, чи здатна буде працювати спроектована на основі припущень машина за реальних умов, описаних складними математичними рівняннями та функціями, зашитими в основі CAE-системи, було запропоновано провести один із видів динамічного аналізу ротора – гармонійний аналіз для визначення його поведінки при втраті стабільної роботи внаслідок дисбалансу.

**Аналіз конструкції.** Об'єктом дослідження став вже спроектований та описаний у попередній статті [1] модернізований насос ЗКО 32-150. Модернізація проходила на основі насоса-аналога ЗКО 32-150 шляхом зменшення числа ступенів.

Насос консольного типу ЗКО 32-150, який є відцентровим, горизонтальним, триступінчастим, з осьовим входом, ущільненнями сальникового типу, з підшипниками кочення, з приводом від електродвигуна. Насос ЗКО 32-150 призначений для перекачування конденсату в пароводяних мережах теплових електростанцій, що працюють на органічному паливі, а також для перекачування води в системах тепло- і водопостачання.

**Аналіз останніх досліджень.** Джерелом коливань або вібрацій відцентрових насосів, що породжують нестабільну роботу насоса, є невідновжуваність ротора (дисбаланс), відхилення валів насоса і привода від співвісного положення (розцентрування) і гідродинамічні фактори, що діють у проточній частині, головним чином – у шпаринних ущільненнях [14].

Роторні машини перестають бути стабільними при чергуванні сил на підшипниках (динамічна реакція) і допоміжних структурах. Ці сили мають відцентровий характер, виникають в результаті обертання невідновженого ротора і викликають різноманітні відхилення в залежності від швидкості обертання. Невідновженості (дисбаланс) ротора мають різну природу: неоднорідність матеріалу ротора, похибки виготовлення і складання, зношення вузлів, осідання на роторі забруднюючих частинок, зміна стану ротора під час роботи машини.

Крім того, роторні машини, можуть втратити стабільність при обертанні разом із машиною тіл, що випадково потрапили в її камери, якщо їх маса перевищує допустиму, визначену при попередньому балансуванні.

Традиційним розрахунком динаміки ротора відцентрового насоса є розрахунок на критичні частоти обертання або «на критику», який передбачає визначення власних частот поперечних коливань ротора.

У [14] було проведено аналіз роторної динаміки на визначення форм і власних частот обертання ротора, також визначено частоти, за яких настає резонанс частот обертання та власних частот ротора. На основі цього виникла ідея дослідити виникнення резонансу для системи, що піддається впливу розбалансування, наприклад, шляхом додавання в

неї невідновженої маси.

Цінним також буде вважатися дослідження амплітуд коливання ротора при робочій частоті обертання. Побудувавши графік залежності амплітуди коливань від маси невідновженої частинки та порівнявши значення амплітуд з мінімально можливими зазорами між роторною та статорною частиною насоса, також можна зробити висновок про максимально дозвалені за масою невідновжені частинки та дати рекомендації щодо динамічного балансування ротора.

Вважається [15], що нормальна робота насоса з точки зору динаміки його ротора забезпечується послідовним виконанням декількох умов:

1. Розрахункове значення першої власної частоти ротора повинно бути вище частоти обертання із запасом більше 30% при номінальних і «зношених» зазорах.

2. Добротність системи [14], що визначається відношенням амплітуди «резонансних» коливань вала при співпадінні власних частот з частотами обертання до початкової амплітуди коливання ротора при нульовій частоті обертання, повинна лежати у проміжку

$$A = \frac{a_{\max}}{a_0} < 1,2 - 1,5.$$

Добротність системи можна визначити за безрозмірною амплітудно-частотною характеристикою (АЧХ) (рис. 1).

Якщо одночасно не виконується жодна з вище описаних умов, то насос буде працювати з високим рівнем вібрацій або взагалі виявиться непридатним.

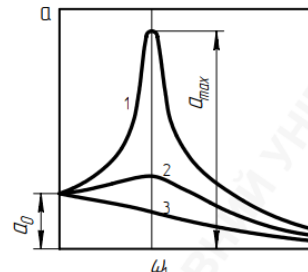


Рисунок 1 – Амплітудно-частотна характеристика ротора відцентрового насоса при низькому (1), середньому (2) і високому (3) демпфированні у шпаринних ущільненнях

Існують рекомендації щодо максимально можливих значень амплітуд [15], при яких ще можлива нормальна робота насоса: якщо амплітуда коливань ротора не перевищує 30%–40% величини радіального зазору у шпаринному ущільненні.

Сучасні засоби чисельного моделювання дають змогу провести розрахунок не лише власних частот і форм ротора, але і амплітуд його вимушених коливань, амплітудних частотних характеристик. Такі розрахунки відкривають можливості підвищення ефективності та технічних характеристик спроектованого або модернізованого насосного обладнання.

**Мета і задачі досліджень.** Метою дослідження є провести один із видів динамічного аналізу ротора – гармонійний аналіз для визначення його поведінки при втраті стабільної роботи внаслідок дисбалансу.

Для цього поставлені такі задачі:

1) Визначити критичні частоти для неврівноваженого ротора, при яких спостерігається резонанс;

2) Дослідити коливання та значення амплітуд при знайдених резонансних частотах, при значеннях частот, близьких до них, а також при частотах обертання від 0 до робочої частоти обертання валу насоса.

3) Дослідити значення амплітуд коливання ротора при робочій частоті обертання при різних значеннях дисбалансу (неврівноваженості маси): 1г, 10г, 100 г, 1000 г;

4) Побудувати графік залежності амплітуди коливань від маси неврівноваженості при робочій частоті обертання насоса;

5) Визначити максимально дозволена величина дисбалансу, яка відповідає допустимій величині зазору між статорною і роторною частинами насоса;

6) Дати рекомендації по динамічному балансуванню ротора.

**Постановка задачі, методика та основні етапи розрахунку.** Процедура динамічного аналізу ротора в ANSYS аналогічна іншим видам аналізу. Наступні кроки пояснюють загальну процедуру виконання такого типу аналізу за допомогою ANSYS:

1) побудувати геометричну модель роторної системи;

2) визначити тип елементів і відповідний ключовий параметр;

3) визначити необхідні реальні значення постійних параметрів;

4) створити скінченно-елементну сітку для моделі;

5) призначити властивості матеріалу;

6) застосувати відповідні граничні умови;

7) визначити силу і швидкість обертання;

8) врахувати гіроскопічний ефект;

9) визначити тип аналізу;

10) вибрати потрібний вирішувач;

11) запустити вирішувач потрібного типу аналізу;

12) проаналізувати отримані з постпроцесу результати.

Вхідними параметрами для аналізу слугують побудована тривимірна розрахункова модель ротору у зборі (рис. 2) та скінченно-елементна модель ротору у зборі методом Tetrahedrons (рис. 3).

Задані граничні умови: ділянки валу під підшипники (жорсткість підшипників – 100 кН/мм) (рис. 3); напрям обертання ротора (рис. 4), діапазон частот обертання (0 – 700 Гц); величина незбалансованої маси (1г, 10г, 100г, 1000г).

Гармонійний аналіз або аналіз гармонійного відгуку застосовується для визначення відгуку конструкції, щоб стабілізувати гармонійні навантаження. При гармонійному аналізі оцінюється напружено-деформований стан конструкції при вимушених коливаннях, які порушуються зовнішніми періодично змінними силами. Особливо небезпечними є

резонансні коливання, що виникають при збігу власної частоти конструкції і частоти зовнішніх сил.

Усі вали, що обертаються (навіть за відсутності зовнішнього навантаження) будуть відхилятися від початкового положення (відхилятиметься вісь вала) [16].

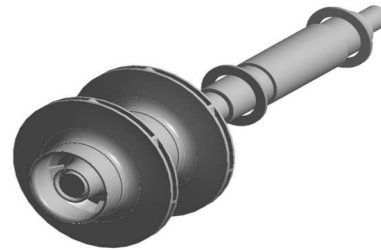


Рисунок 2 – Тривимірна розрахункова модель ротору у зборі

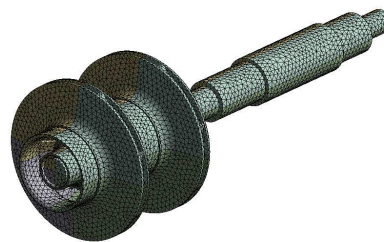


Рисунок 3 – Скінченно-елементна модель ротору у зборі

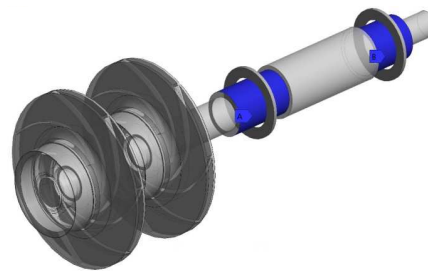


Рисунок 4 – Ділянки валу під підшипники: закріплення у зонах А, В

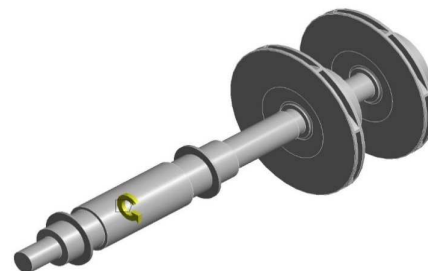


Рисунок 5 – Напрямок обертання ротора

Гармонійний аналіз у контексті аналізу роторної динаміки можна провести з метою визначення можливої поведінки ротора при виведенні його зі збалансованого стану шляхом попадання в систему обертання незбалансованої маси. Дана незбалансована маса приводить до деформації вала ротора і створює резонансну вібрацію при критичній швидкості. Такий дисбаланс призводить до виникнення сили на підшипники, що змінюється за синусоїдальним законом.

Встановлені такі параметри для гармонічного аналізу (Harmonic Response): метод – Full; ефект Коріоліса – On; демпфірування – без демпфірування (Structural Damping Coefficient – 0 RPM).

**Результати досліджень.** Отримано для невеликого числа точок приблизні амплітудно-частотні характеристики коливань неврівноваженого ротора при дисбалансі 10 г для діапазону – від 0 до 700 Гц (робочий діапазон частот – 0÷50 Гц) (рис. 6).

На основі побудованої АЧХ визначено в першому наближенні для нової системи неврівноваженого ротора значення критичних частот, при яких відбувається резонанс: 1 – 122,5 Гц (амплітуда – 1,4508 мм); 2 – 140 Гц (амплітуда – 28,531 мм); 3 – 423,5 Гц (амплітуда – 0,34808 мм); 4 – 700 Гц (амплітуда – 0,11402 мм);

У зв'язку з тим, що для дослідження було взято великий діапазон частот та невелика кількість точок з нього, дійсні значення резонансних частот можуть відрізнятися від визначених за графіком. Тому додатково проведено дослідження коливань та амплітуд у діапазонах частот, близьких до визначених резонансних. Визначені такі діапазони: 1 – 110÷130 Гц; 2 – 130÷150 Гц; 3 – 400÷440 Гц; 4 – 680÷720 Гц. Отримано амплітудно-частотні характеристики коливань ротора при дисбалансі 10 г для визначених діапазонів (рис. 7). Таким чином, з отриманих графічних та табличних даних визначено уточнені значення критичних частот коливання неврівноваженого ротора: 1 – 122 Гц (амплітуда – 2,6377 мм); 2 – 141 Гц (амплітуда – 49,185 мм); 3 – 423 Гц (амплітуда – 6,0457 мм); 4 – 698 Гц (амплітуда – 0,33338 мм);

Порівнявши значення можливих амплітуд коливань ротора в резонансі, отриманих в результаті приближеного та уточненого розрахунку, можна зробити висновок про доцільність другого дослідження. Отримано амплітудно-частотні характеристики коливань ротора для робочої частоти 50 Гц при дисбалансі 1 г, 10 г, 100 г, 1000 г для визначених діапазонів.

З вище наведених графіків можна зробити висновок, що амплітуда коливань неврівноваженого ротора лінійно залежить від маси неврівноваженості – з ростом маси в 10 разів максимальна амплітуда на проміжку зростає в 10 разів.

Наглядним підтвердженням цього висновку слугує графік, наведений на рис. 8 (даний результат отримано в лінійній постановці задачі).

Визначимо за відношенням першої власної

частоти обертання насоса до робочої частоти обертання, чи можлива нормальна робота насоса. З попередньо виконаної [14] роботи встановлено, що перша власна частота ротора становить  $\omega_1 = 123,8$  Гц при його робочій частоті  $\omega_p = 50$  Гц. Тоді  $\omega_1 / \omega_p = 2,476$ . Розрахункове значення першої власної частоти ротора вище частоти обертання на 248%, що задовольняє умові.

Визначимо за показником добротності, чи можлива нормальна робота насоса з неврівноваженим ротором (величина неврівноваженості – 10 г) для робочого діапазону частот 0 – 50 Гц.

Для даних умов максимальна амплітуда складає  $a = 0,0381870$  мм. Початкова амплітуда коливання ротора при нульовій частоті обертання відповідає статичному прогину ротора як консольної балки під дією ваги неврівноваженої маси. Для визначення прогину було проведено для даної моделі статичний структурний аналіз (static structural analysis) з прикладенням до ротора сили від неврівноваженої маси (10 г). Величина сили складала 0,1 Н.

Отримані деформації ротора при статичному навантаженні показані на рис. 10.

Максимальні деформації склали –  $4,1835 \cdot 10^{-5}$  мм. Добротність системи становить:

$$A = \frac{a_{\max}}{a_0} = 15975,53145.$$

Отримане значення набагато перевищує допустиму величину. Отже, за умовою добротності для цієї системи недоволена неврівноважена маса такої величини.

Мінімальний зазор між статорною і роторною частиною спроектованого насоса знаходиться у передньому шпаринному ущільненні, радіальний розмір якого складає  $\delta = 2,5$  мм.

За рекомендаціями щодо максимально можливих значень амплітуд [15], при яких ще можлива нормальна робота насоса: якщо амплітуда коливань ротора не перевищує 30%–40% величини радіального зазору у шпаринному ущільненні. Таким чином,

$\frac{a_{\max}}{\delta} \cdot 100\% = 1,528\%$ . Дана умова виконується зі значним запасом при неврівноваженості 10 г.

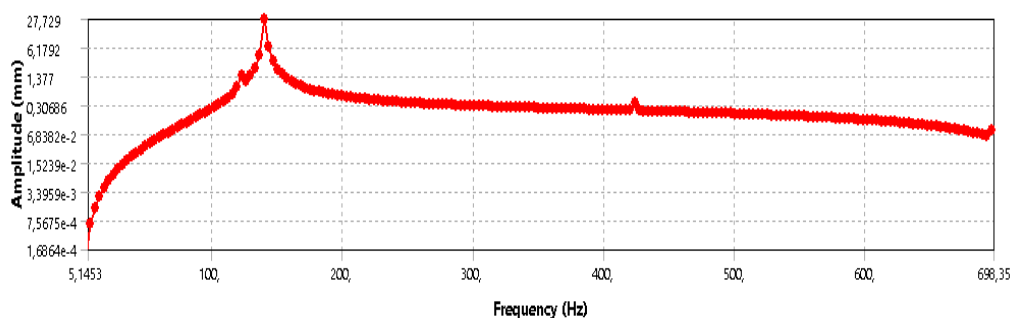


Рисунок 6 – Амплітудно-частотна характеристика неврівноваженого ротора у діапазоні частот 0÷700 Гц при дисбалансі 10г

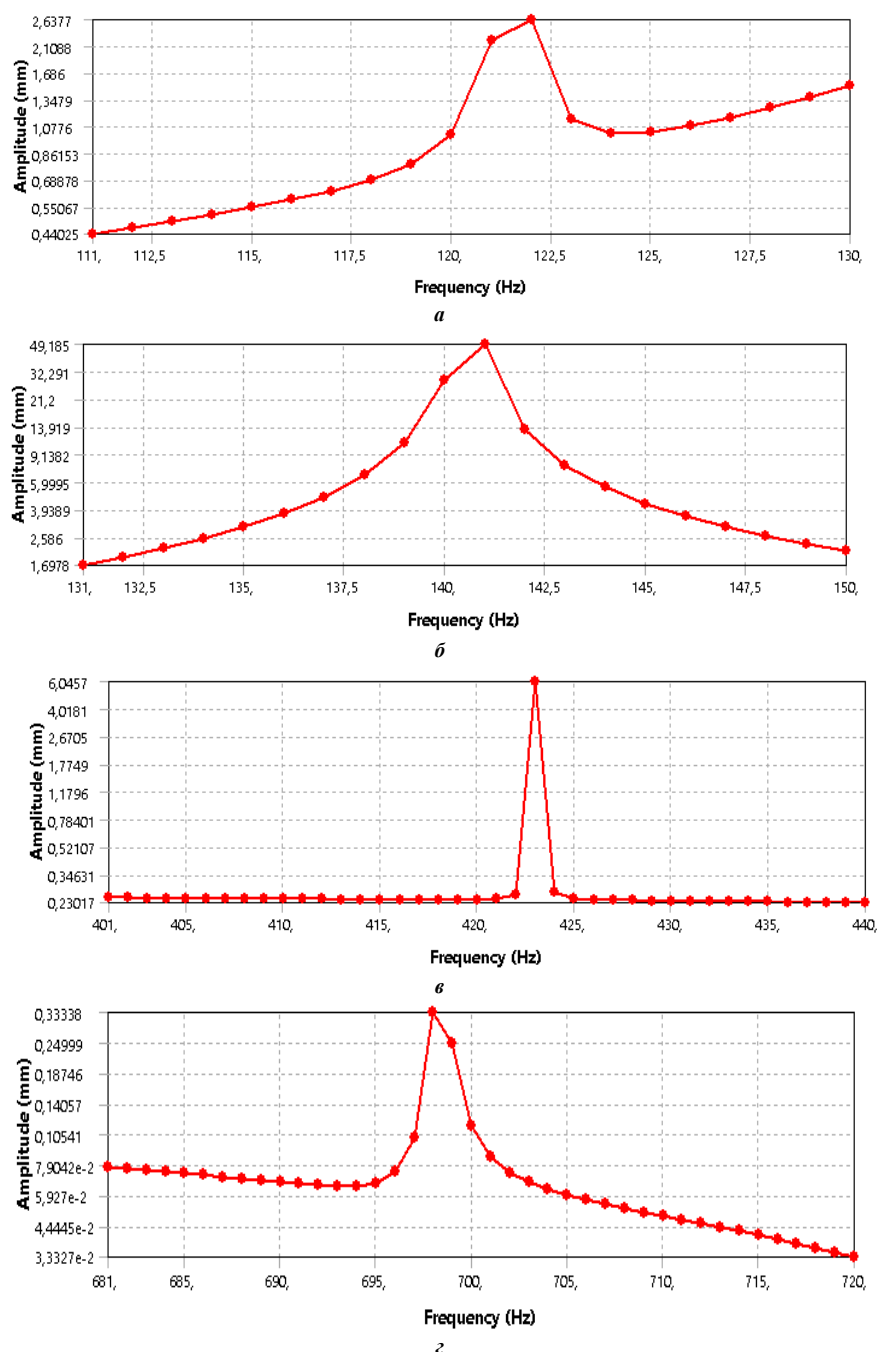


Рисунок 7 – Амплітудно-частотні характеристики для діапазонів: а – 110÷130 Гц; б – 130÷150 Гц; в – 400÷440 Гц; г – 680÷720 Гц

Визначимо максимально можливу величину неврівноваженості для даної умови. Амплітуда коливань, створюваних неврівноваженою частинкою максимальної маси, складає  $a'_{\max} = 0,4 \cdot \delta = 1$  мм.

За функціональною залежністю, приведеною на рис. 8, визначаємо методом інтерполяції, яке значення максимальної неврівноваженості відповідає отриманому значенню амплітуди  $m'_{\max} = 261,869$  г.

**Висновки.** У результаті виконання роботи було визначено критичні частоти для неврівноваженого ротора, при яких спостерігається резонанс; досліджено коливання та значення амплітуд при знайдених

резонансних частотах, при значеннях частот, близьких до них, а також при частотах обертання від 0 до робочої частоти обертання валу насоса; досліджено значення амплітуд коливання ротора при робочій частоті обертання при різних значеннях дисбалансу (неврівноваженості маси): 1г, 10г, 100 г, 1000 г; побудовано графік залежності амплітуди коливань від маси неврівноваженості при робочій частоті обертання насоса. Вібраційний стан спроектованого насоса було перевірено за двома умовами: за першою власною частотою та за максимальною амплітудою від дисбалансу. Насос відповідає лише першій умові, але і вона забезпечує нормальну роботу насоса при відсутності дисбалансу або при його незначній величині.



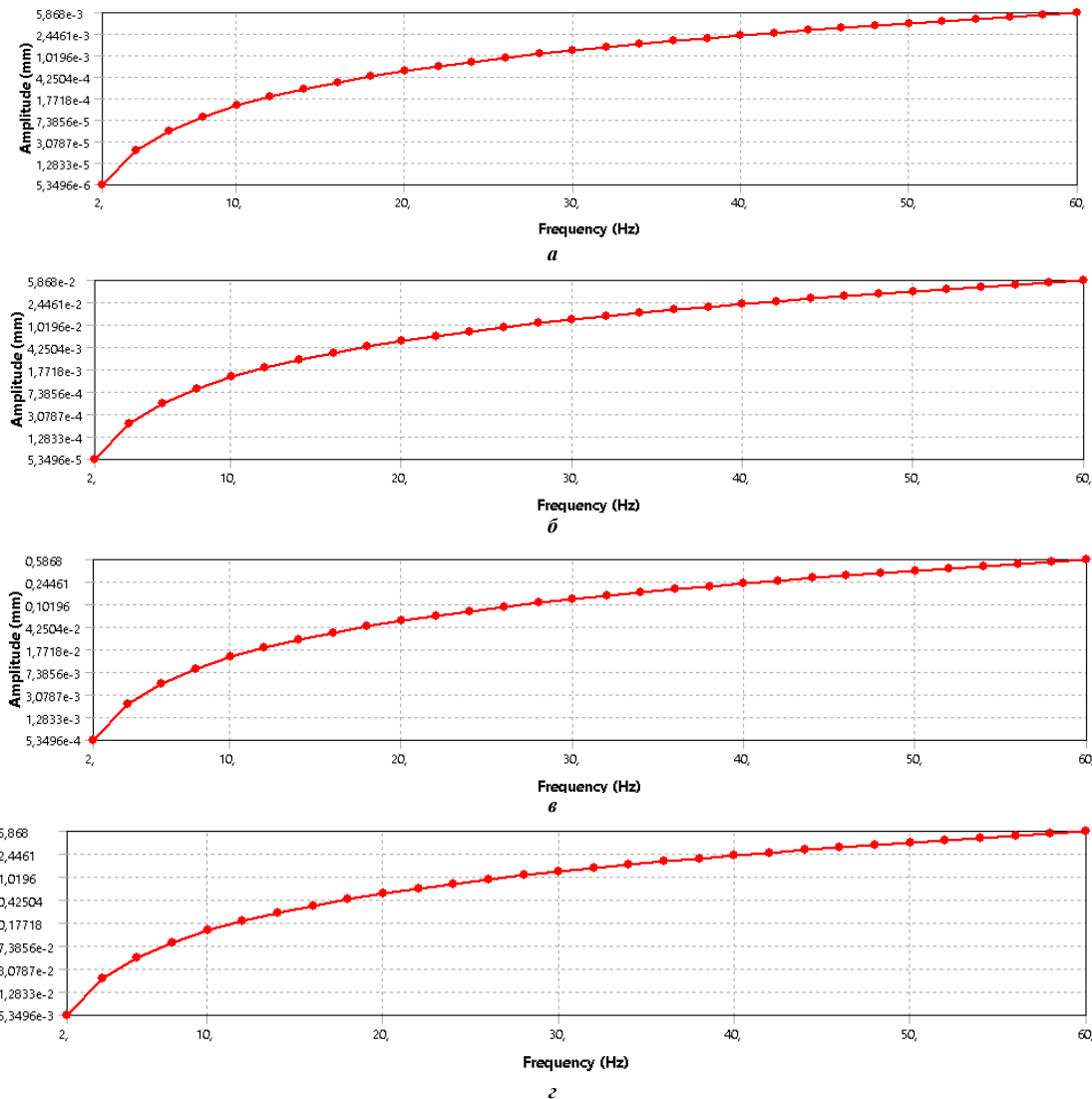


Рисунок 8 – Амплітудно-частотні характеристики для робочої частоти 50 Гц при дисбалансі: а – 1 г; б – 10 г; в – 100 г; г – 1000 г

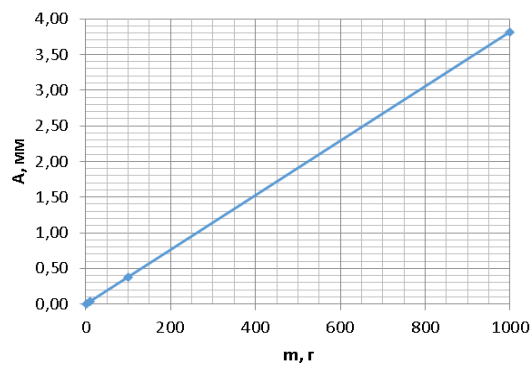


Рисунок 9 – Графік залежності амплітуди коливань (А, мм) невідбалансованого ротора від маси невідбалансованої частинки (m, г)

Крім того, було здійснено перевірку за знайденими рекомендаціями щодо максимальних амплітуд по відношенню до величини радіального зазору у шпаринному ущільненні, в результаті якої спроектовані зазори забезпечать нормальну роботу насоса в робочому діапазоні при дисбалансі в 10 г.

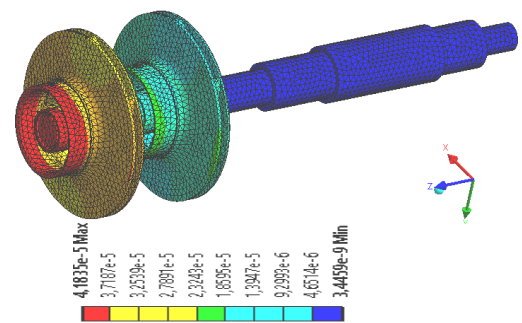


Рисунок 10 – Деформації ротора при статичному навантаженні

На основі останньої умови було визначено максимально дозволена величина дисбалансу, яка склала 262 г і відповідає допустимій величині зазору між статрною і роторною частинами насоса.

#### Список літератури

1. Ржебаева Н. К. Ржебаев Э. Е. *Расчет и конструирование центробежных насосов*: учеб. пос. Сумы: СумГУ, 2009. С. 41–50.

2. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісниченко, В. О. Панченко. Суми: СумДУ, 2011. 37 с.
3. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. *Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование*: учеб. пос. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.
4. Ковалев И. А. *Исследование путей повышения экономичности ступени центробежного насоса низкой удельной быстроходности  $n_s = 40$* : автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.17. Х., 1970. 20 с.
5. Алексенский В. А. *Совершенствование методики расчета вязкого течения и проектирования насосов низкой быстроходности*: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.13. СПб.: СПбГТУ, 2012. 18 с.
6. Щуцкий С. Ю. *Оценка гидравлических показателей и проектирование многоступенчатых насосов на основе квазитрехмерных методов*: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.13. СПб.: СПбГТУ, 2011. 143 с.
7. Луговая С. О. *Гидродинамические особенности проектирования сменных проточных частей при создании унифицированного ряда центробежных насосов*: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17. Сумы, 2009. 144 с.
8. Кренин А.В., Иванов А.В., Галдин Д.Н. Расчётный сравнительный анализ вариантов профилирования рабочего колеса центробежного насоса. *Вестник Воронежского государственного технического университета*. Воронеж, 2016. Т. 12. №4. С. 26–31.
9. Медведченко А.С. *Разработка и оптимизация проточных частей насосов типа ЦНС с использованием трехмерных методов расчета течения*: диплом. работа ... магистра: 13.04.03. СПб., 2017. 89 с.
10. Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л., Бондаренко Е. Ю. Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части ступени погружного насоса для добычи нефти. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 22 (1244). С. 31–37.
11. Родионов Л. В., Крючков А. Н., Гафуров С.А. Численное моделирование структуры потока жидкости в проточной части шнеко-центробежного насоса газотурбинного двигателя [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т. С.П. Королева. Электрон. текстовые и граф. дан. Самара, 2011.
12. Pantell K. Versuche Über Sheibenreibung. *Forschung a. d. Geb. d. Ingwes.* 1949. т. 16. №4. С. 48–64.
13. Тимофеев Д. В., Савельев А. И., Панаиотти С. С. *Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Руководство пользователя*. Калуга, 2008. 66 с.
14. Васильченко Д.Р., Головин А.М., Гречка І.П., Зарубіна А.О., Хованський С.О. Модернізація консольного насоса ЗКО 32-150 шляхом скорочення кількості ступенів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 133–152.
15. Гулий А. Н. *Методические указания к курсовому и дипломному проектированию "Расчет динамических параметров роторов центробежных насосов"* [Текст]: для студ. спец. 7.090209 "Гидравлические и пневматические машины" дневной формы обучения. Сумы: СумГУ, 2004. 35 с.
16. Srikrishnanivas, Deepak Rotor Dynamic Analysis of RM12 Jet Engine Rotor using ANSYS – Independent thesis Advanced level (degree of Master (Two Years)), 2012

## References (transliterated)

1. Rzhabaeva N. K. Rzhabaev Je. E. *Raschet i konstruirovaniye centrobeznyh nasosov: ucheb. pos.* Sumy: SumGU, 2009. P. 41–50.
2. Metodichni vkazivki do vikonannya kursovogo proektu zi special'nosti «Rozrahunok ta proektuvannya konsol'nogo nasosa z vikoristannyam teorii podibnosti» / ukladachi: E. V. Kolisnichenko, V. O. Panchenko. Sumi: SumDU, 2011. 37 p.
3. Mihajlov A. K., Malyushenko V. V. *Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye: ucheb. pos.* Moscow: Mashinostroenie, 1977. 288 p.
4. Kovalev I. A. *Issledovanie putej povysheniya ehkonomichnosti stupeni centrobezhnogo nasosa nizkoj udel'noj bystrohodnosti  $n_s = 40$* : avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: 05.05.17. Kharkov, 1970. 20 p.
5. Aleksenskij V. A. *Sovershenstvovaniye metodiki rascheta vyzkogo techeniya i proektirovaniya nasosov nizkoj bystrohodnosti*: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: 05.04.13. SPb.: SPbGTU, 2012. 18 p.
6. SHCHuckij S. YU. *Ocenka gidravlicheskih pokazatelej i proektirovaniye mnogostupenchatyh nasosov na osnove kvazitrehkhnemyh metodov*: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.04.13. SPb.: SPbGTU, 2011. 143 p.
7. Lugovaya S. O. *Gidrodinamicheskie osobennosti proektirovaniya smennyh protochnyh chastej pri sozdaniy unificirovannogo ryada centrobezhnyh nasosov*: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.17. Sumy, 2009. 144 p.
8. Kretinin A.V., Ivanov A.V., Galdin D.N. Raschyotnyj sravnitel'nyj analiz variantov profilirovaniya rabocheho kolesa centrobezhnogo nasosa. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. Voronezh, 2016, vol. 12, no. 4, pp. 26–31.
9. Medvedchenkov A.S. *Razrabotka i optimizaciya protochnyh chastej nasosov tipa CNS s ispol'zovaniem trekhkhnemyh metodov rascheta techeniya: diplom. rabota ... magistra*: 13.04.03. SPb., 2017. 89 p.
10. SHEvchenko N. G., SHudrik O. L., Bondarenko E. YU. *Issledovanie techeniya gazozhidkostnoj smesi v protochnoj chasti stupeni pogruzhnogo nasosa dlya dobychi nefi. Visnik NTU «KhPI»*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2017, no. 22 (1244), pp. 31–37.
11. Rodionov L. V., Kryuchkov A. N., Gafurov S.A. Chislennoe modelirovaniye struktury potoka zhidkosti v protochnoj chasti shneko-centrobezhnogo nasosa gazoturbinnogo dvigatelya [EHlektronnyj resurs]: ehlektron. ucheb. posobie; Minobrnauki Rossii, Samar. gos. aehrokozsm. un-t. S.P. Koroleva. – EHlektron. tekstovye i graf. dan. Samara, 2011.
12. Pantell K. Versuche Über Sheibenreibung. *Forschung a. d. Geb. d. Ingwes.* 1949, vol. 16, no. 4, pp. 48–64.
13. Timofeev D. V., Savel'ev A. I., Panaiotti S. S. *Avtomatizirovannoe profilirovaniye lopastej centrobezhnyh rabochih koles: Rukovodstvo pol'zovatelya*. Kaluga, 2008. 66 p.
14. Vasil'chenko D.R., Golovin A.M., Grechka I.P., Zarubina A.O., Hovans'kij S.O. Modernizaciya konsol'nogo nasosa ЗКО 32-150 shlyahom skorochennya kil'kosti stupeniv. *Praci Tavrijskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu*. Melitopol: TDAU, 2018. vol. 18, t. 2, pp. 133–152.
15. Gulyj A. N. *Metodicheskie ukazaniya k kursovomu i diplomnomu proektirovaniyu "Raschet dinamicheskikh parametrov rotorov centrobezhnyh nasosov"* [Tekst]: dlya stud. spec. 7.090209 "Gidravlicheskie i pnevmaticheskie mashiny" dnevnnoj formy obuche-niya. Sumy: SumGU, 2004. 35 p.
16. Srikrishnanivas, Deepak Rotor Dynamic Analysis of RM12 Jet Engine Rotor using ANSYS – Independent thesis Advanced level (degree of Master (Two Years)), 2012

Надійшла (received). 12.12.2018

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Васильченко Дар'я Романівна (Васильченко Дарья Романовна, Vasylychenko Daria)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», ст. гр. 2.МІТ212п.8; м. Харків, Україна

**Гречка Ірина Павлівна (Гречка Ирина Павловна, Grechka Irina)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4907-9170>; e-mail: girinap7@gmail.com

**Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Andrey Grabovskiy)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.